

**SCROLL COMPRESSOR****Patent number:** WO02063171**Publication date:** 2002-08-15**Inventor:** IKEDA KIYOHARU (JP); OGAWA YOSHIHIDE (JP); FUSHIKI TAKESHI (JP); NISHIKI TERUHIKO (JP); SEBATA TAKASHI (JP); SANO FUMIAKI (JP); SEKIYA SHIN (JP)**Applicant:** MITSUBISHI ELECTRIC CORP (JP); IKEDA KIYOHARU (JP); OGAWA YOSHIHIDE (JP); FUSHIKI TAKESHI (JP); NISHIKI TERUHIKO (JP); SEBATA TAKASHI (JP); SANO FUMIAKI (JP); SEKIYA SHIN (JP)**Classification:**

- international: F04C18/02

- european: F04C23/00D; F04C27/00C

**Application number:** WO2001JP00846 20010207**Priority number(s):** WO2001JP00846 20010207**Also published as:**

EP1359323 (A1)

US6769887 (B2)

US2003077194 (A1)

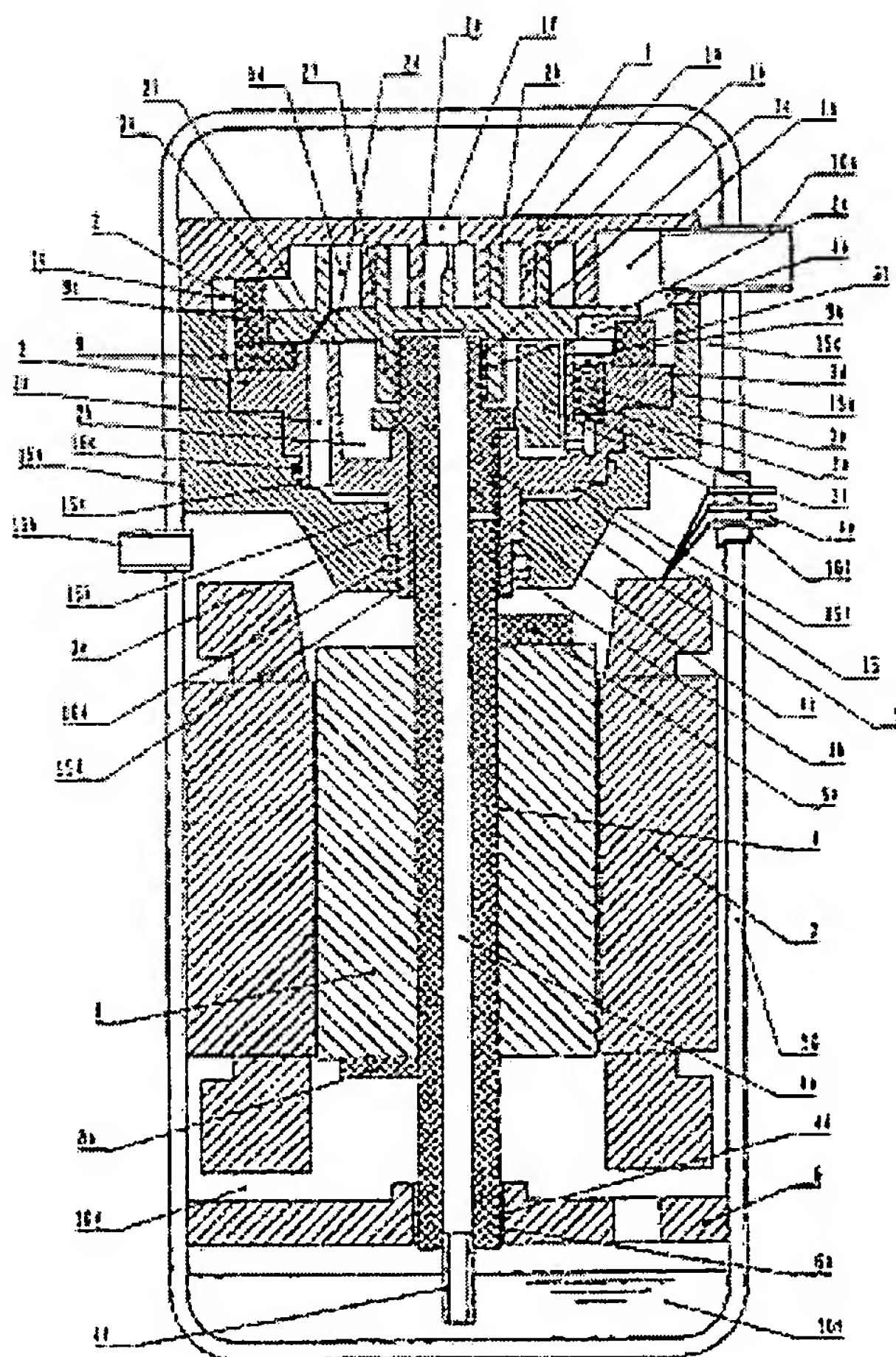
**Cited documents:**

JP2000337276

JP11107938

[Report a data error here](#)**Abstract of WO02063171**

A scroll compressor, wherein a pressure  $P_{m1}$  (MPa) in a boss part outside space determined by a choke or a flow control valve installed in an oil feed line is set to  $P_{m1} = P_s + \alpha$ , and an  $\alpha$  value in the above expression where the minimum pressure difference value between high and low pressures is expressed by  $\min(P_d - P_s)$  is set within the range shown by  $0 < \alpha < \min(P_d - P_s)$  in the operating pressure range of the scroll compressor, where  $P_s$  is the suction pressure (MPa) of the compressor and  $P_d$  is the delivery pressure (MPa) of the compressor.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2002 年 8 月 15 日 (15.08.2002)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 02/063171 A1

(51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F04C 18/02

(21) 国際出願番号: PCT/JP01/00846

(22) 国際出願日: 2001 年 2 月 7 日 (07.02.2001)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社 (MITSUBISHI DENKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒100-8310 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 池田清春 (IKEDA, Kiyoharu) [JP/JP]. 小川喜英 (OGAWA, Yoshihide) [JP/JP]. 伏木 毅 (FUSHIKI, Takeshi) [JP/JP]. 西木照彦 (NISHIKI, Teruhiko) [JP/JP]. 瀬畑

崇史 (SEBATA, Takashi) [JP/JP]. 佐野文昭 (SANO, Fumiaki) [JP/JP]. 関屋 慎 (SEKIYA, Shin) [JP/JP]; 〒100-8310 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 小林久夫, 外 (KOBAYASHI, Hisao et al.); 〒105-0001 東京都港区虎ノ門一丁目19番10号 第6セントラルビル6階 木村・佐々木国際特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (国内): BR, CN, JP, KR, US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

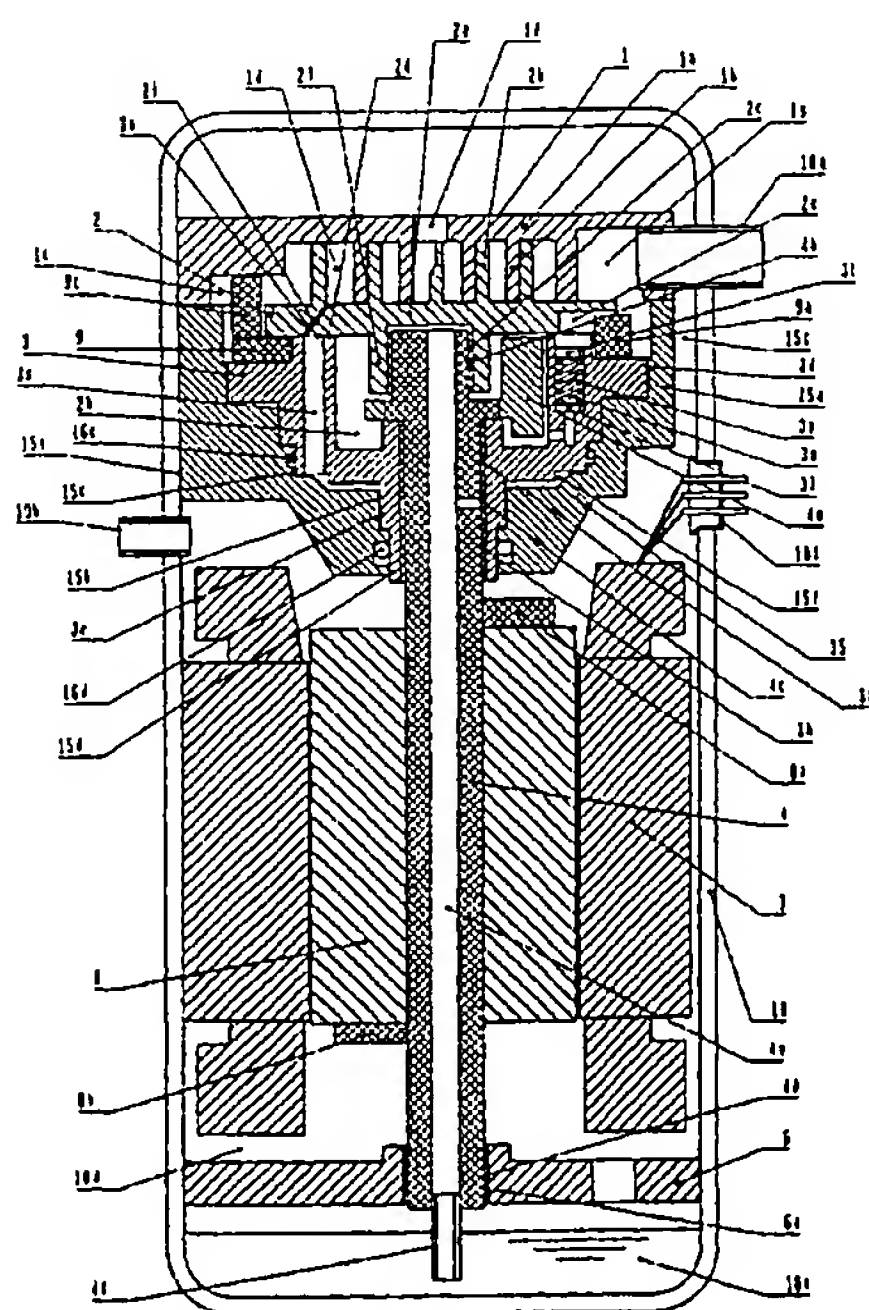
添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(54) Title: SCROLL COMPRESSOR

(54) 発明の名称: スクロール圧縮機



(57) Abstract: A scroll compressor, wherein a pressure  $P_{m1}$  (MPa) in a boss part outside space determined by a choke or a flow control valve installed in an oil feed line is set to  $P_{m1} = P_s + \alpha$ , and an  $\alpha$  value in the above expression where the minimum pressure difference value between high and low pressures is expressed by  $\min(P_d - P_s)$  is set within the range shown by  $0 < \alpha < \min(P_d - P_s)$  in the operating pressure range of the scroll compressor, where  $P_s$  is the suction pressure (MPa) of the compressor and  $P_d$  is the delivery pressure (MPa) of the compressor.

WO 02/063171 A1

[続葉有]



---

(57) 要約:

給油経路途中に設けた絞りや流量調整弁にて決定されるボス部外側空間の圧力  $P_{m1}$  (MPa) を、 $P_{m1} = P_s + \alpha$  とし、スクロール圧縮機の運転圧力範囲の中で、高低圧力差の最も小さくなる差圧値を  $\min(P_d - P_s)$  で表した場合における上式  $\alpha$  値を、 $0 < \alpha < \min(P_d - P_s)$  で示される範囲に設定した。ただし、 $P_s$  は圧縮機の吸入圧力 (MPa)、 $P_d$  は圧縮機の吐出圧力 (MPa)。

## 明細書

## スクロール圧縮機

## 技術分野

この発明は、冷凍空調機器に使用される冷媒圧縮機に関するものである。

## 背景技術

図7は特開2000-161254号公報に示された従来のスクロール圧縮機の構成を示す縦断面図である。

図7において、1は固定スクロールで、外周部はガイドフレーム15にボルト（図示せず）によって締結されている。台板部1aの一方の面（図7における下側）には板状渦巻歯1bが形成されると共に、外周部にはオルダム案内溝1cがほぼ一直線上に2ヶ形成されている。このオルダム案内溝1cにはオルダムリング9の爪9cが往復摺動自在に係合されている。さらに固定スクロール1の側面からは、吸入管10aが密閉容器10を貫通して圧入されている。

2は揺動スクロールであり、台板部2aの上面には固定スクロール1の板状渦巻歯1bと実質的に同一形状の板状渦巻歯2bが設けられており、幾何学的に圧縮室1dを形成している。台板2aの板状渦巻歯2bと反対側の面の中心部には中空円筒のボス部2fが形成されており、そのボス部2fの内側面には揺動軸受け2cが形成されている。またボス部2fと同じ側の面の外側にはコンプライアントフレーム3のスラスト軸受け3aと圧接摺動可能なスラスト面2dが形成されている。揺動スクロール台板2aの外周部には、前記固定スクロール1のオルダム案内溝1cと90度の位相差をもつオルダム案内溝2eがほぼ一直線上に2ヶ形成されており、このオルダム案内溝2eにはオルダムリング9の爪9aが往復摺動自在に係合されている。また台板部2aには前記圧縮室1dとスラスト面

2 d を貫通する抽出孔 2 j が設けられている。この抽出孔 2 j のスラスト面 2 d 側の開口部 2 k はその円軌跡がコンプライアントフレーム 3 のスラスト軸受け面 3 a の内部に常時おさまるように位置されている。

コンプライアントフレーム 3 はその外周部に設けられた上下 2 つの円筒面 3 d、3 e を、ガイドフレーム 15 の内周部に設けた円筒面 15 a、15 b により半径方向に支持されており、その中心部にはモータ 7 により回転駆動される主軸 4 を半径方向に支持する主軸受け 3 c および副主軸受け 3 h が形成されている。またコンプライアントフレーム 3 の外側とガイドフレーム 15 の内側は円筒面 15 c、15 d に配置されたシール材 16 a、16 b によってフレーム空間 15 f が構成されており、スラスト軸受 3 a 面よりつながる連絡通路 3 s および抽出孔 2 i を介して圧縮室 1 d と連通し、圧縮室 1 d より供給される圧縮途中の冷媒ガスを封入する構造となっている。

コンプライアントフレーム 3 には調整弁収納空間 3 p も形成されており、この調整弁収納空間 3 p の一端（図 7 における下端）はコンプライアントフレーム 3 の内周と揺動スクロール 2 のスラスト面 2 d により構成されるボス部外側空間 2 h に連通するとともに他端（図 7 において上端）は吸入圧力雰囲気空間 1 g に開放されている。この調整弁収納空間 3 p には、その下部に往復運動自在に中間圧調整弁 3 i が、その上部には中間圧調整スプリング押さえ 3 t がコンプライアントフレーム 3 に固着されて収納されており、これら中間圧調整弁 3 i と中間圧調整スプリング押さえ 3 t の間には中間圧調整スプリング 3 m が自然長より縮められて収納されている。

ガイドフレーム 15 の外周面 15 g は焼きばめ、もしくは溶接などによって密閉容器 10 に固着されているものの、その外周部に設けた切り欠き部 15 c により、固定スクロール 1 の吐出ポート 1 f から吐出される高圧の冷媒ガスをモータ側に設けられた吐出管 10 b に導く流路は確保されている。

4 は主軸であり、その上端部は揺動スクロール 2 の揺動軸受け 2 c と回転自在



に係合する揺動軸 4 b が形成されており、その下側には主軸バランサ 4 e が焼きばめられている。さらにその下にはコンプライアントフレーム 3 の主軸受け 3 c および副主軸受け 3 h と回転自在に係合する主軸部 4 c が形成されている。また主軸 4 の下側はサブフレーム 6 の副軸受け 6 a と回転自在に係合する副軸部 4 d が形成され、この副軸部 4 d と前述した主軸部 4 c 間にはロータ 8 が焼きばめられている。

ロータ 8 の上端面には上バランサ 8 a が、下端面には下バランサ 8 b が固定されており、前述した主軸バランサ 4 e とあわせて合計 3 ケのバランサにより、静バランスおよび動バランスがとられている。さらに主軸 4 の下端にはオイルパイプ 4 f が圧入されており、密閉容器 10 底部にたまった冷凍機油 10 e を吸い上げる構造となっている。

密閉容器 10 の側面にはガラス端子 10 f が設置されており、モータ 7 からのリード線が接合されている。

次にこの従来のスクロール圧縮機の基本動作について説明する。

低圧の吸入冷媒は吸入管 10 a から固定スクロール 1 および揺動スクロール 2 の板状渦巻歯で形成される圧縮室 1 d にはいる。モータ 7 により駆動される揺動スクロール 2 は偏芯旋回運動とともに圧縮室 1 d の容積を減少させる。この圧縮行程により吸入冷媒は高圧となり、固定スクロール 1 の吐出ポート 1 f より密閉容器 10 内に吐き出される。

なお上記圧縮行程において圧縮途中の中間圧力の冷媒ガスは揺動スクロール 2 の抽出孔 2 j よりコンプライアントフレーム 3 の連絡通路 3 s を経て、フレーム空間 15 f に導かれ、この空間の中間圧力雰囲気を維持する。

高圧となった吐出ガスは密閉容器 10 内を高圧雰囲気で満たし、やがて吐出パイプ 10 b から圧縮機外に放出される。

密閉容器 10 底部の冷凍機油 10 e は、差圧により主軸 4 を軸方向に貫通する中空空間 4 g を通り揺動軸受け部 2 g と、主軸 4 に設けられた横穴から主軸受け 3 c に導かれる。これら 2 つの軸受け部の絞り作用によって中間圧力となった冷

凍機油 1 0 e（冷凍機油に溶解していた冷媒の発泡で、一般にはガス冷媒と冷凍機油の 2 相流になっている）は、揺動スクロール 2 とコンプライアントフレーム 3 によって囲まれたボス部外側空間 2 h に達し、調整弁収納空間 3 p に配置した中間圧調整スプリング 3 m によって負荷される力に打ち勝って中間圧調整弁 3 i を押し、吸入圧力雰囲気空間 1 g に導かれ、低圧の冷媒ガスとともに圧縮室 1 d に吸入される。

以上説明したように、ボス部外側空間 2 h の中間圧力  $P_{m1}$  (MPa) は、中間圧調整スプリング 3 m のバネ力と中間圧調整弁 3 i の中間圧露出面積とによってほぼ決定されるので、所定の値  $\alpha$  によって制御されている。

$$P_{m1} = P_s + \alpha \quad \cdots (1) \text{ 式}$$

ただし、 $P_s$  : 吸入圧力すなわち低圧 (MPa) で制御されている。

ここで密閉容器内の圧力  $P_d$  (MPa)（すなわち吐出圧力）とボス部外側空間圧力  $P_{m1}$  の差は主軸受け 3 c、揺動軸受け 2 g に冷凍機油 1 0 e を供給するために必要な給油差圧  $\Delta P$  であり、常に正值を確保する必要がある。

$$\Delta P = P_d - P_{m1} > 0 \quad \cdots (2) \text{ 式}$$

圧縮行程により冷凍機油 1 0 e は高圧の冷媒ガスとともに吐出ポート 1 f から密閉容器 1 0 内に開放され、ここで冷媒ガスと分離されて再び密閉容器底部に戻る。

冷媒ガスの圧縮室 1 d は揺動スクロール 2 の台板部 2 a に設けられた抽出孔 2 j はコンプライアントフレーム 3 に設けられた連絡通路 3 s を介して、フレーム空間 1 5 f と常時もしくは間欠的に連通する。フレーム空間 1 5 f は 2 つのシール材 1 6 a, 1 6 b で密閉された空間なので、圧縮室 1 d の圧力変動に呼応してフレーム空間 1 5 f の圧力も呼吸変動するが、おおまかには抽出孔 2 j の臨む圧縮室 1 d 内の圧力変動の積算平均値となる。

以上説明したようにフレーム空間 1 5 f の中間圧力  $P_{m2}$  (MPa) は、抽出孔 2 j の臨む圧縮室 1 d の位置で決定される所定の倍率値  $\beta$  によって

$$P_{m2} = P_s \times \beta \quad \cdots (3) \text{ 式}$$



ただし、 $P_s$ ：吸入圧力すなわち低圧（MPa）  
で制御される。

さて、コンプライアントフレーム 3 にはボス部外側空間 2 h の中間圧力  $P_{m1}$  に起因してコンプライアントフレーム 3 と揺動スクロール 2 を引き離そうとする力  $F_{pm1}$  と、圧縮作用により固定スクロール 1 と揺動スクロール 2 が軸方向に離れようとするスラストガス力  $F_{gth}$  の合計が、コンプライアントフレーム 3 を圧縮室 1 d とは反対方向に移動させる力として作用する。

一方、圧縮途中の冷媒ガスを導いて中間圧  $P_{m2}$  となったフレーム空間 1 5 f がコンプライアントフレーム 3 とガイドフレーム 1 5 を引き離そうとする力  $F_{pm2}$  と、下部の高圧雰囲気に出露している部分に作用する差圧力  $F_{pd2}$  の合計が、コンプライアントフレーム 3 を圧縮室の方向に移動させる力として作用する。

定常運転時には前記圧縮室の方向に移動させる力が上回るように設定されており、このためコンプライアントフレーム 3 は上下 2 つの嵌合された円筒面 3 d、3 e にガイドされて圧縮室方向に移動する。揺動スクロール 2 はコンプライアントフレーム 3 と密着摺動して同方向に移動し、その板状渦巻歯 2 b を固定スクロール 1 に接触させて摺動する。

また起動時や液圧縮時などには前述したスラストガス力  $F_{gth}$  が大きくなり、揺動スクロール 2 はスラスト軸受け 3 a を介してコンプライアントフレーム 3 を下方に強く押し下げるので、揺動スクロール 2 と固定スクロール 1 の歯先と歯底には比較的大きな隙間が生じ、圧縮室の異常な圧力上昇は回避される。この動作をリリーフ動作といい、生じる隙間量をリリーフ量という。

リリーフ量はコンプライアントフレーム 3 とガイドフレーム 1 5 が衝突するまでの距離により管理される。

コンプライアントフレーム 3 には揺動スクロール 2 に発生する転覆モーメントの一部または全部が、スラスト軸受け 3 a を介して伝達されるものの、主軸受け 3 c から受ける軸受け負荷と、その反作用である 2 つの合力、すなわちコンプラ

イアントフレーム 3 とガイドフレーム 15 の上下 2 つの円筒嵌合面 3 d、3 e から受ける反力の合力によって生じる偶力が前記転覆モーメントを打ち消すように作用するので、非常に良好な定常運転時追従動作安定性、およびリリース動作安定性を有する。

次に従来のスクロール圧縮機に作用する軸方向の力関係について詳細に説明する。

図 8 は従来のスクロール圧縮機において、揺動スクロール 2、コンプライアントフレーム 3 に作用する軸方向の力関係について説明したものである。

揺動スクロール 2 には冷媒ガスを圧縮することによる反力  $F_{gth}$  と、固定スクロール 1 と歯先を接触摺動することによる歯先接触力  $F_{tip}$  が図中下向きの方に作用する。また前記ボス部外側空間 2 h 内の圧力  $P_{m1}$  が揺動スクロール 2 とコンプライアントフレーム 3 を引き離そうとする力  $F_{pm1}$ 、揺動スクロールのボス部内側の高圧雰囲気に出た部分に差圧により作用する力  $F_{pd1}$ 、さらにスラスト面の接触摺動によるスラスト接触力  $F_{th}$  が図中上向きの力として作用する。ここで、

$$F_{pm1} = S_{pm1} \times (P_{m1} - P_s) \quad \cdots (4) \text{ 式}$$

$$F_{pd1} = S_{pd1} \times (P_d - P_s) \quad \cdots (5) \text{ 式}$$

ただし、 $S_{pm1}$  : ボス部外側空間における中間圧力  $P_{m1}$  の作用面積 ( $m^2$ )

$S_{pd1}$  : ボス部内側空間における吐出圧力  $P_d$  の作用面積 ( $m^2$ )

$P_d$  : 吐出圧力 (MPa)

$P_s$  : 吸入圧力 (MPa)

これらより揺動スクロール 2 に作用する力は次式で示される。

$$F_{gth} + F_{tip} = F_{th} + F_{pm1} + F_{pd1} \quad \cdots (6) \text{ 式}$$

一方、コンプライアントフレーム 3 には、ボス部外側空間 15 f の中間圧力  $P_{m1}$  に起因して揺動スクロール 2 とコンプライアントフレーム 3 を引き離そうと

する力  $F_{pm2}$  と揺動スクロール 2 と接触摺動することによるスラスト接触力  $F_{th}$  が図中下向きの力として作用し、またフレーム空間 15 f の中間圧力  $P_{m2}$  に起因してコンプライアントフレーム 3 とガイドフレーム 15 を引き離そうとする力  $F_{pm2}$  とコンプライアントフレーム下端の高圧雰囲気に出露している部分に作用する差圧による力  $F_{pd2}$  が図中上向き方向に作用する。

$$F_{pm2} = S_{pm2} \times (P_{m2} - P_s) \quad \dots (7) \text{ 式}$$

$$F_{pd2} = S_{pd2} \times (P_d - P_s) \quad \dots (8) \text{ 式}$$

ただし、 $S_{pm2}$  : フレーム空間における中間圧力  $P_{m2}$  の作用面積 ( $m^2$ )

$S_{pd2}$  : コンプライアントフレーム下端の吐出圧力雰囲気に露出している面積 ( $m^2$ )

$P_d$  : 吐出圧力 (MPa)

$P_s$  : 吸入圧力 (MPa)

これらによりコンプライアントフレーム 3 に作用する力は次式で示される。

$$F_{pm1} + F_{th} = F_{pm2} + F_{pd2} \quad \dots (9) \text{ 式}$$

(6) 式と (9) 式を連立すると歯先接触力  $F_{tip}$  とスラスト接触力  $F_{th}$  が求められる。

$$F_{tip} = F_{pd1} + F_{pd2} + F_{pm2} - F_{gth} \quad \dots (10) \text{ 式}$$

$$F_{th} = F_{pm2} + F_{pd2} - F_{pm1} \quad \dots (11) \text{ 式}$$

(10) 式は  $F_{pm2}$  (フレーム空間 15 f の圧力  $P_{m2}$  がコンプライアントフレーム 3 とガイドフレーム 15 を引き離そうとする力) を大きく設定するほど歯先接触力  $F_{tip}$  は増大することを示している。つまりフレーム空間 15 f の中間圧力  $P_{m2}$  を大きく ( $\beta$  値を大きく) 設定するほど歯先接触力  $F_{tip}$  は増大する。

一方 (11) 式では  $F_{pm1}$  (ボス部外周空間 2 h の圧力  $P_{m1}$  がコンプライアントフレーム 3 と揺動スクロール 2 を引き離そうとする力) が大きく設定するとスラスト接触力  $F_{th}$  は減少することを示している。つまりボス部外側空間 2 h の中間圧力  $P_{m1}$  を大きく ( $\alpha$  値を大きく) 設定するほどスラスト接触力  $F_{th}$

hは減少する。すなわちスラスト摺動損失を低減でき、圧縮機の電気入力を節約するのに役立つ構造となっている。

上述したようにボス部外側空間の圧力 $P_{m1}$ やフレーム空間の圧力 $P_{m2}$ の調整により、歯先接触力 $F_{tip}$ やスラスト接触力 $F_{th}$ は自由に調整できるが、圧縮機が正常な圧縮動作を行うためにこの2つの力は常に正值を確保しなければならない。

$$F_{tip} > 0 \quad \dots (12) \text{ 式}$$

$$F_{th} > 0 \quad \dots (13) \text{ 式}$$

次にフレーム空間15fを構成するためにガイドフレーム15とコンプライアントフレーム3の円筒嵌合面に配設されたシール材について、図9を用いて説明する。

フレーム空間15fには圧縮途上の冷媒ガスを抽出して導いているので、通常運転時の圧力レベルは、一般に下式となる

$$P_s < P_{m2} < P_d \quad \dots (14) \text{ 式}$$

したがってシール材の構成は、フレーム空間15fへの吐出圧力ガスの侵入を防止するUリングと、フレーム空間15fから吸入圧力雰囲気への漏れを防止するUリングを図9に示す方向で設置するのが通例である。またこれらUリングの材料はテフロンなどが用いられることが多い。

従来のスクロール圧縮機は、ボス部外側空間2hの中間圧力 $P_{m1}$ を大きく設定すると、(11)式に示すスラスト接触力 $F_{th}$ すなわちスラスト摺動損失を低減でき、圧縮機の電気入力を節約できることは先に述べた。しかし $P_{m1}$ を過大に設定すると、 $F_{th} < 0$ となって揺動スクロール2とコンプライアントフレーム3が離反し、正常な圧縮動作ができない。また揺動スクロール2が軸方向リリーフ量の隙間内でふらついて揺動軸受けが片当たりを発生し、異常摩耗や損傷を起こすなどの問題があった。

また同様に $P_{m1}$ を過大に設定すると、(2)式の $\Delta P = P_d - P_{m1} < 0$ となり、揺動軸受け2cと主軸受け3cへの給油差圧が確保できず、軸受けを損傷

するなどの問題があった。

この発明はかかる問題を解消するためになされたもので、(1)式における $\alpha$ 値に上限を設けることでボス部外側空間2hの圧力 $P_{m1}$ を設定し、スラスト接触力 $F_{th}$ を適正に保つことにより、スラスト摺動損失を低減しつつも、揺動スクロール2とコンプライアントフレーム3の離反が起こらずに圧縮動作を正常に行い、また揺動軸受けの異常摩耗や損傷が発生しない、さらに給油差圧を確保して揺動軸と主軸を損傷しない、つまり高性能で信頼性の高いスクロール圧縮機を提供することを目的とする。

また従来のスクロール圧縮機はフレーム空間15fの中間圧力 $P_{m2}$ を小さく設定するとコンプライアントフレーム3を圧縮室側に移動させる力が発生せず、歯先接触力 $F_{tip}$ が負値となって定常運転時に固定スクロール1と揺動スクロール2が離反して正常な圧縮動作を行えない。また揺動スクロール2が軸方向リリーフ量の隙間内でふらつき、軸受けを損傷するなどの問題があった。また、逆に $P_{m2}$ を過大に設定すると、歯先接触力 $F_{tip}$ が大きくなって摺動損失が増大し圧縮機の電気入力が大きくなる。また歯先が異常摩耗する、最悪の場合は焼き付くなどの問題があった。

この発明はまたかかる問題を解消するためになされたもので、(3)式において $\beta$ 値の設定に適正な範囲を設けることで、コンプライアントフレーム3を圧縮室方向に確実に移動させて固定スクロールと揺動スクロールを軸方向に適正な押しつけ力で密着させ、歯先接触力 $F_{tip}$ を適正に保つことで正常な圧縮動作を確保する、また軸受け損傷等のない、さらに摺動損失が増大せず歯先の異常摩耗や焼き付きを発生しない、高性能で信頼性の高いスクロール圧縮機を提供することを目的とする。

また従来のスクロール圧縮機は、フレーム空間15fを構成するためにシール部材を2ヶ用いているので、シール部材自体のコストと、これらのシール部材を配設するための2つの溝加工を行わねばならず、加工時間とコストを必要とする問題があった。

この発明はまたかかる問題を解消するためになされたもので、シール部材自体の数とやシール部材設置のための溝加工数を減らすことができ、さらに抽気孔 2 j や連絡通路 3 s などの加工を省略でき、部品コストや加工コストを低減できて生産性に優れたスクロール圧縮機を提供することを目的とする。

また、従来のスクロール圧縮機は、シール部材にテフロンなどで構成された U リングを用いているので材料自体が比較的高価であった。

また、圧縮機の起動前など密閉容器内がバランス圧となっている場合には、圧縮機起動直後に圧縮室 1 d で行われる圧縮途上の中間圧力の冷媒ガスを抽出しているフレイム空間 1 5 f は比較的压力の上昇が早いのにに対して、密閉容器内はフレイム空間 1 5 f に比較してその体積が非常に大きいので、圧力の上昇がフレイム空間 1 5 f に対して遅くなる。

このような場合、フレイム空間 1 5 f の圧力  $P_{m2}$  と密閉容器内の圧力（すなわち吐出圧力） $P_d$  の圧力レベルがある時間、次式で示す状態となる。

$$P_{m2} > P_d \quad \dots (15) \text{ 式}$$

シール部材は定常運転を想定してフレイム空間 1 5 f への吐出圧力ガスの侵入を防止する構造としているが、その逆方向の流れを防止することができない。

(15) 式で示す状態ではフレイム空間 1 5 f の冷媒ガスが密閉空間に漏れだしてフレイム空間内圧力  $P_{m2}$  が上昇せず、コンプライアントフレイム 3 を圧縮室側に移動させる力が不十分となる。つまり正常な圧縮動作を開始するのに時間がかかる、またこの間コンプライアントフレイム 3 とこれに接触して軸方向に移動する揺動スクロール 2 は、軸方向リリーフ量の隙間内でふらついて軸受けの片当たりなどによる損傷、焼き付きを起こすなどの問題があった。

この発明はまたかかる問題を解消するためになされたもので、テフロンのかわりに O リングを用いることで材料にかかるコストを低減できる。

また圧縮機の起動時にも圧縮室 1 d からフレイム空間 1 5 f に供給される中間圧力の冷媒ガスをリークさせることなくフレイム空間 1 5 f の圧力  $P_{m2}$  を速やかに上昇させて、確実にコンプライアントフレイム 3 および揺動スクロール 2 を圧縮室側方向に移動させる力を発生し、すばやく正常な圧縮動作を開始できる。



すなわち安価で、起動性に優れた、また軸受け損傷のない、信頼性の高いスクロール圧縮機を供給することを目的とする。

またHFC系の冷媒（R407C、R410Aなど）を作動流体として用いる場合、シール部材に従来の一般的なCR（クロロプレン・ゴム）製のOリングを使用すると、冷媒との相性からOリングが膨潤して劣化し、そのシール特性を失うなどの問題があった。

この発明はまたかかる問題を解消するためになされたもので、HFC系の冷媒にはHNBR（アクリロニトリル・ブタジエンゴム分子の一部に水素原子を結合させたもの）製のOリングを用いることで、劣化がなく、シール特性を失わない、信頼性の高いスクロール圧縮機を提供することを目的とする。

#### 発明の開示

この発明にかかわるスクロール圧縮機は、密閉容器内に設けられ、それぞれの板状渦巻歯が相互間に圧縮室を形成するように噛み合わされた固定スクロールおよび揺動スクロールと、この揺動スクロールを軸線方向に支持するとともに、この揺動スクロールを駆動する主軸を半径方向に支持し、軸線方向に変位可能なコンプライアントフレームと、このコンプライアントフレームを半径方向に支持するガイドフレームとを備え、前記コンプライアントフレームの前記ガイドフレームに対する軸線方向の移動により、前記揺動スクロールを軸線方向に移動可能としたスクロール圧縮機において、前記揺動スクロールは板状渦巻歯と反対側の面にスラスト面を有し、これと圧接摺動する前記コンプライアントフレームのスラスト軸受けの内側に形成されるボス部外側空間を、圧縮機の運転高低圧力差を利用して潤滑油を供給する差圧給油経路の途中に配置するとともに、前記給油経路途中に設けた絞りや圧力調整装置によって決定される前記ボス部外側空間の圧力 $P_{m1}$  (MPa) を $P_{m1} = P_s + \alpha$ で表し、スクロール圧縮機の運転圧力範囲の中で高低圧差の最も小さくなる差圧値を $\min(P_d - P_s)$ で表した場合に、上式における $\alpha$ 値を、下記の範囲に設定したことを特徴とする。

$$0 < \alpha < \min(P_d - P_s),$$

ただし、 $P_s$  : 圧縮機の吸入圧力 (MPa)、

$P_d$  : 圧縮機の吐出圧力 (MPa)。

これにより、圧縮機の全ての運転圧力範囲において揺動軸受けと主軸受けへの給油差圧を確保しつつも、コンプライアントフレームと揺動スクロールの離反の起こらない信頼性の高いスクロール圧縮機を得られる。

また、密閉容器内に設けられ、それぞれの板状渦巻歯が相互間に圧縮室を形成するように噛み合わされた固定スクロールおよび揺動スクロールと、この揺動スクロールを軸線方向に支持するとともに、この揺動スクロールを駆動する主軸を半径方向に支持し、軸線方向に変位可能なコンプライアントフレームと、このコンプライアントフレームを半径方向に支持するガイドフレームを備え、前記コンプライアントフレームの前記ガイドフレームに対する軸線方向の移動により、前記揺動スクロールを軸線方向に移動可能としたスクロール圧縮機において、前記コンプライアントフレームと前記ガイドフレームにて形成される円筒面または平坦面に2つのシール部材を配置することにより構成される密閉されたフレーム空間に、前記圧縮室から圧縮途上の冷媒ガスを抽出して導くとともに、このフレーム空間内の圧力 $P_{m2}$  (MPa) を、圧縮機の吸入圧力 $P_s$  (MPa) の1.2倍以上2倍以下の範囲に設定した。

これにより、圧縮機の全ての運転圧力範囲において固定スクロールと揺動スクロールを適正な押し付け力で接触摺動させて離反の起こらない、また過剰な押し付けによる摺動損失の増大や焼き付きの起こらない、高効率かつ信頼性の高いスクロール圧縮機を得られる。

また、密閉容器内に設けられ、それぞれの板状渦巻歯が相互間に圧縮室を形成するように噛み合わされた固定スクロールおよび揺動スクロールと、この揺動スクロールを軸線方向に支持するとともに、この揺動スクロールを駆動する主軸を半径方向に支持し、軸線方向に変位可能なコンプライアントフレームと、このコンプライアントフレームを半径方向に支持するガイドフレームを備え、前記コン

プライアントフレームの前記ガイドフレームに対する軸線方向の移動により、前記揺動スクロールを軸線方向に移動可能としたスクロール圧縮機において、前記コンプライアントフレームと前記ガイドフレームに形成される円筒面または平坦面に高圧空間より低圧空間への流体の移動を遮断する1つのシール部材を配設した。

これにより、部品点数と加工時間とコストを小さくでき、低コストで生産性の高いスクロール圧縮機を得られる。

また、前記シール部材をOリングとすることで、シール部材にかかるコストを低減でき、さらに圧縮機の起動時にもフレーム空間の圧力が密閉容器内にリークすることなく、速やかにコンプライアントフレームおよび揺動スクロールが圧縮室側に移動して、正常な圧縮動作を開始できる。このため低コストで信頼性の高いスクロール圧縮機が得られる。

また、HFC系の冷媒（R407C、R410Aなど）を作動流体として用いる場合は、前記シール部材をHNBR（アクリロニトリル・ブタジエンゴム分子の一部に水素原子を結合させたもの）からなるOリングとすることで、Oリングの膨潤や劣化を少なくしたシール特性が得られる。このため信頼性の高いスクロール圧縮機を得られる。

#### 図面の簡単な説明

図1は発明の実施の形態1の縦断面図。

図2は圧縮機の運転温度範囲を示すグラフ。

図3は冷媒がR407Cの場合の $\alpha$ 値と定格性能割合の相関を示すグラフ。

図4は冷媒がR410Aの場合の $\alpha$ 値と定格性能割合の相関を示すグラフ。

図5は $\beta$ 値と定格性能割合の相関を示すグラフ。

図6は発明の実施の形態2の縦断面図。

図7は従来スクロール圧縮機の縦断面図。

図 8 は各部品に作用する軸方向の力の説明図。

図 9 はシール部材付近の拡大断面図。

図 10 は本発明における各冷媒における低圧縮比運転圧力の表である。

### 発明を実施するための最良の形態

#### 実施の形態 1.

図 1 は実施の形態 1 におけるスクロール圧縮機を示した縦断面図である。各部品の名称とその機能は従来例と同様であり、同符号を記してその説明を省略する。

フレーム空間 15 f を形成する 2 つのシール部材は O リング 16 c、16 d であり、ガイドフレーム 15 内周とコンプライアントフレーム 3 外周で構成された円筒面 15 d、15 d に設置されている。O リングの材料は H N B R 製の O リングを使用しており、H F C 系の冷媒を用いる場合でも O リングが膨潤して劣化する恐れはない。O リングは圧縮機内を満たす冷媒の種類や雰囲気温度等により、適切な材料を選定すればよい。

圧縮機の起動時は、圧縮室 1 d での圧縮途上の冷媒ガスを抽出して導くフレーム空間 15 f 内の圧力  $P_{m2}$  が、密閉容器内の圧力（すなわち吐出圧力） $P_d$  よりも早く上昇するが、フレーム空間 15 f を構成する O リングにより、フレーム空間 15 f から密閉容器内への圧力リークは防止できる構造となっているので、フレーム空間内圧力  $P_{m2}$  の速やかな上昇によりコンプライアントフレーム 3 は圧縮室 1 d の方向に移動する力を与えられ、速やかに正常な圧縮動作を開始できる構造となっている。

ボス部外側空間 2 h は密閉容器内にある冷凍機油 10 e の給油経路の途中に配置されている。差圧給油経路は高圧の密閉容器底部の冷凍機油 10 e が主軸中空部 4 g を通り、主軸受け 3 c および揺動軸受け 2 c を経てボス部外側空間に達し、コンプライアントフレーム 3 に設けた中間圧力の調整弁収納空間 3 p を通って低圧空間 1 g に導かれる通路である。ボス部外側空間 2 h の圧力  $P_{m1}$  は主軸受け 3 c および揺動軸受け 2 c の絞り作用と調整弁収納空間に設けた中間圧調整スプリング 3 m のバネ定数を調整することで、(1) 式で示す  $\alpha = 0.3$  程度になる

よう設定されている。これにより圧縮機の全ての運転圧力範囲においてスラスト接触力  $F_{th}$  を軽減してスラスト摺動損失を軽減しつつも、揺動スクロール 2 とコンプライアントフレーム 3 の離反が起こらずに正常な圧縮動作を確保できるとともに、冷凍機油の給油差圧  $\Delta P$  は正值を確保し、揺動軸受け 2 c および主軸受け 3 c への給油は中断されることは無い。

フレーム空間 15 f は、抽出孔 2 j および連絡通路 3 s を介して連続または間欠的に供給される中間圧力の冷媒ガスを封入するが、この空間の圧力  $P_{m2}$  は抽出孔 2 j が臨む圧縮室 1 d の位置により、(3) 式で示す  $\beta = 1.6$  程度になるよう設定されている。これにより圧縮機の全ての運転圧力範囲において歯先接触力  $F_{tip}$  は負値とならずに、揺動スクロール 2 と固定スクロール 1 の離反が起こらずに正常な圧縮動作を確保できるとともに、歯先押しつけ過剰となって摺動損失を増大させることはない。

なお、ボス部外側空間やフレーム空間の中間圧作用面積や高圧作用面積は、上記した  $\alpha$  値や  $\beta$  値との兼ね合いで決定されており、これら面積の調整で最適な  $\alpha$ 、 $\beta$  値も変化する。一般的にボス部外側空間 2 h の中間圧作用面積  $S_{pm1}$  はオルダムリングやスラスト軸受など幾何学的な形状により決定され、設定の自由度はあまりない。一方フレーム空間 15 f の中間圧作用面積  $S_{pm2}$  の調整は比較的自由度は大きく、中間圧作用面積  $S_{pm2}$  をできるだけ大きく設定して  $\beta$  値を小さめ、すなわちフレーム空間の中間圧力  $P_{m2}$  を小さめに設定したほうが圧縮機の運転圧力広範囲において安定した歯先接触力  $F_{tip}$  が得られる。また小さい中間圧力  $P_{m2}$  でコンプライアントフレーム 3 および揺動スクロール 2 を圧縮室方向に移動させることができるので、圧縮機の起動特性が向上するなどの計算、実験結果が得られている。

ここでボス部外側空間 2 h の圧力  $P_{m1}$  を決定する  $\alpha$  値の設定について述べる。

$\alpha$  値を大きく設定することでスラスト接触力  $F_{th}$  すなわちスラスト摺動損失を軽減できることは従来例に述べた通りである。しかし  $\alpha$  値を過大に設定する、すなわちボス部外側空間 2 h の圧力  $P_{m1}$  を過大に設定するとスラスト接触力  $F_{th}$  が負値となって揺動スクロール 2 とコンプライアントフレーム 3 の離反が発



生したり、揺動軸受け 2 c や主軸受け 3 c への給油差圧  $\Delta P$  が確保できない問題がある。

図 2 は圧縮機の保証する一般的な運転温度範囲を示している。この広範囲において給油は確保されなければならない。この図の中で給油が困難な条件についてみると、凝縮温度  $C T$  と蒸発温度  $E T$  の差が最も小さい、すなわち吐出圧力  $P d$  と吸入圧力  $P s$  の差が最も小さくなる運転ポイント（低圧縮比）といえる。図 2 では運転温度範囲の右下のポイントがそれであり、 $C T / E T = 30 / 10^{\circ}C$  となる。このポイントでの吐出圧力  $P d$  と吸入圧力  $P s$  の差  $\min (P d - P s)$  は使用する冷媒によって異なるが、これを次頁の図 10 にまとめる。

揺動軸受け 2 c および主軸受け 3 c に給油を行う差圧ヘッドは (2) 式で示したように、密閉容器内圧力（すなわち吐出圧力） $P d$  とボス部外側空間内圧力  $P m 1$  の差圧  $\Delta P$  となるが、例えば使用冷媒を  $R 407 C$  とした場合、 $\alpha$  値が 0.6 以上となると、図 10 に示した運転ポイント ( $P d / P s = 1.27 / 0.71 MPa$ ) において

$$P m 1 = P s + \alpha = 0.71 + 0.6 = 1.31 (MPa)$$

$$\Delta P = P d - P m 1 = 1.27 - 1.31 = -0.04 (MPa) < 0$$

となりこの運転圧力条件において給油ができないことを示している。つまり  $R 407 C$  を作動冷媒として使用する場合、 $\alpha$  値は低圧縮比運転圧力 ( $P d / P s = 1.27 / 0.71 MPa$ ) における高低圧力差  $\min (P d - P s)$  値以下、すなわち 0.56 以下に設定する必要がある。

同様に  $R 22$  を作動冷媒とする場合は  $\alpha < 0.51$ 、 $R 410 A$  を作動冷媒とする場合は  $\alpha < 0.8$  に設定しなければ、圧縮機の運転圧力範囲において無給油領域が発生する事態となる。したがって  $\alpha$  値は上記した値以下になるよう設定しなければならない。

圧縮機の使用する冷媒や運転圧力範囲が上記と異なる場合も、 $\alpha$  値はその圧縮機の運転圧力範囲における高低圧の最も小さくなる差圧値  $\min (P d - P s)$  以下に設定する必要がある。



図3はR407Cを作動冷媒とし、 $\alpha$ 値を変化させたときの定格性能割合を示している。定格性能割合は性能MAX値を100%としたときの性能比で表している。 $\alpha$ 値が小の領域ではスラスト接触力 $F_{th}$ を緩和する効果が十分に得られず、スラスト摺動損失が増大して性能はゆるやかに低下する傾向にある。 $\alpha$ 値を徐々に大きくしていくとスラスト摺動損失の緩和効果が発揮され性能は上昇し、 $\alpha=0.3$ 程度で性能はピーク(100%)となる。さらに $\alpha$ 値を大きくするとスラスト摺動損失はより小さくなるものの、スラスト接触力 $F_{th}$ が不足気味となり、揺動スクロールに発生する転覆モーメントを支持することができずに歯先に微小ながら隙間を生じはじめ、体積効率の悪化や内部漏れ損失が増大して性能は再び低下する傾向となる。 $\alpha$ 値が0.7を超えるとスラスト接触力 $F_{th}$ は完全に不足してコンプライアントフレーム3と揺動スクロール2の離反が発生し、性能は急激に低下する。図3では性能MAX値に対し、95%以上の性能を確保するのに必要な $\alpha$ 値は0~0.5の範囲であった。

次に高圧作動冷媒を用いる場合の本実施例のメリットについて述べる。

高圧作動冷媒(例えばR401AやR32)は、他の冷媒(例えばR22やR407C)に比べてその作動運転圧力が高いので、揺動軸受け2cや主軸受け3cなどのラジアル負荷とスラスト軸受け3aの負荷が大きくなる。

一般的に高圧作動冷媒ではその冷媒自体の熱物性から圧縮機のスโตรーク体積 $V_{st}$ が小さくなるが、スクロール圧縮機では高圧冷媒による渦巻歯の発生応力を緩和するの目的により、渦巻歯の高さを小さくする、または歯厚を大きくするなどこのスโตรーク体積 $V_{st}$ の調整を行うのが一般的である。この方法により揺動軸受け2cや主軸受け3cのラジアル負荷は従来レベルまで小さくすることが可能である。しかしこの方法ではスラスト軸受け負荷を軽減することはできず、このスラスト摺動損失の増大が圧縮機の性能ダウンの要因となる。

この問題に対し、本発明のスクロール圧縮機ではボス部外側空間2hの圧力 $P_{m1}$ を大きく( $\alpha$ 値を大きく)設定すれば、スラスト軸負荷を軽減できる構造となっている。しかも図10に示すようにR410Aのケースでは給油差圧を確保する $\alpha$ 値の上限が0.8程度で、他の冷媒(R22やR407C)の場合のそれ

に比べて大きくなっており、 $\alpha$ 値を大きく設定できる自由度が大きいことからスラスト軸負荷を軽減できる効果も大きい。すなわち高圧作動冷媒であるほど、本実施例に示すスクロール圧縮機の優位性が発揮できる。

図4は高圧作動冷媒であるR410Aを用いた場合の $\alpha$ 値と定格性能割合の相関を示している。図には先に述べたR407Cのケースも併記してある。

$\alpha$ 値が小さい領域ではスラスト軸負荷が大きい上に、この負荷をキャンセルする本実施例の効果が十分に発揮されず、R407Cの場合よりも性能割合が小さい値となっている。 $\alpha$ 値を徐々に大きくしていくと、本実施例のスラスト軸負荷をキャンセルする効果が現れ、R407Cの場合と比較して $\alpha$ 値の大きいレベルで性能最高点となる。本例では $\alpha = 0.5$ で性能最高点となった。上述したように高圧作動冷媒（R410A）では、R407CやR22よりもスラスト軸負荷が大きいので、より高いボス部外側空間2hの中間圧力 $P_{m1}$ すなわち大きな $\alpha$ 値を設定することにより良好な性能を得ることができる。さらに $\alpha$ 値を大きくしていくと、スラスト接触力 $F_{th}$ が不足して再び性能が低下する理由は図3における説明と同様である。

図4では性能割合が95%以上を維持するのに必要な $\alpha$ 値は $0.2 < \alpha < 0.7$ 程度であった。

以上より、 $\alpha$ 値は図10で示すように圧縮機の運転圧力範囲において、最も高低圧力差の小さくなる差圧値 $\min(P_d - P_s)$ を上限として設定する必要がある。最適な $\alpha$ 値は、この $\min(P_d - P_s)$ 以下で、スラスト接触力 $F_{th}$ が過小または過大とならない範囲で性能を測定するなどして実験的に決定されるべきである。

$\alpha$ 値はその中間圧力の作用面積 $S_{pm1}$ によっても多少変化するが、本実施例において実験的に求めた最適な $\alpha$ 値は、概ね図10にしめした $\min(P_d - P_s)$ の半分付近すなわち $\alpha \doteq \{\min(P_d - P_s)\} / 2$ に近い値となった。

次に(11)式におけるガイドフレーム15とコンプライアントフレーム3を引き離そうとする力 $F_{pm2}$ を適正值に設定するための、(3)式における $\beta$ 値

の決定について述べる。

$\beta$  値を過小に設定すると、ある運転圧力において歯先押しつけ力  $F_{tip}$  が正値を確保するのが困難となり正常な圧縮動作を保証できない、一方  $\beta$  値を過大に設定すると (10) 式における歯先押しつけ力  $F_{tip}$  が必要以上に大きくなり、摺動損失の増大による圧縮機の性能低下や歯先焼き付きなどの不具合を発生する原因となる。

図5は本実施例にしめすスクロール圧縮機において、 $\beta$  値を変化させたときの定格性能割合を示している。定格性能割合は先と同様に、性能MAX値を100%としたときの性能比で表している。

$\beta$  値が小さい範囲では歯先接触力  $F_{tip}$  が完全に不足してコンプライアントフレーム3および揺動スクロール2が圧縮室方向に移動することができず、正常な圧縮動作ができないことから性能は著しく低い。 $\beta$  を徐々に大きくすると歯先接触力  $F_{tip}$  は正値となるが、揺動スクロール2に発生する転覆モーメントを支持することができずに歯先に微小隙間が発生し、体積効率悪化や内部漏れ損失の増大から性能はまだ十分とはいえない。しかし  $\beta = 1.2$  あたりから徐々にこの漏れ現象も低下し、十分な歯先接触力  $F_{tip}$  となることから性能は上昇し、 $\beta = 1.6$  程度でピーク (100%) となる。その後は歯先接触力  $F_{tip}$  の増大から歯先摺動損失も増大して、性能は再び低下傾向となる。

本図では性能比95%以上を確保するのに必要な  $\beta$  値の範囲は  $1.2 < \beta < 2.0$  であった。

## 実施の形態2.

図6は実施の形態2を示した縦断面である。各部品の名称とその機能は実施の形態1と同様であり、同符号を記してその説明を省略する。

コンプライアントフレーム3とガイドフレーム15により形成された円筒嵌合面15hにHNBR製の1本のOリング16eが配設されており、Oリング16eより圧縮室側は吸入圧力雰囲気空間1gに開放しており、Oリング16eよりモータ側は吐出圧力雰囲気に開放されている。さらに図1に示す実施例と比較して

フレーム空間 15 f と抽出孔 2 j、連絡通路 3 s さらに 2 つある O リングと O リング溝のセットのうち、どちらか 1 つ省略した構成となっている。

図 1 に示す実施例ではフレーム空間 15 f の圧力  $P_{m2}$  によるガイドフレーム 15 とコンプライアントフレーム 3 を引き離そうとする力  $F_{p m 2}$  がコンプライアントフレーム 3 および揺動スクロール 2 を圧縮室側に移動させる力として作用し、歯先接触力  $F_{t i p}$  を正值にするのに関与していたのに対し、図 6 ではフレーム空間 15 f 自体が存在しないので、このガイドフレーム 15 とコンプライアントフレーム 3 を引き離そうとする力  $F_{p m 2}$  も発生しない。この歯先接触力  $F_{t i p}$  の不足分は、コンプライアントフレーム下端の高圧雰囲気に出ている面積 ( $S_{p d 2'}$ ) を大きく設定し、この部分に作用する差圧による力 ( $F_{p d 2'}$ ) を大きくすることで、実施の形態 1 と同等の機能を有している。即ち、実施の形態 1 では歯先接触力  $F_{t i p}$  およびスラスト接触力  $F_{t h}$  が (10) (11) 式になるのに対して、

$$F_{t i p} = F_{p d 1} + F_{p d 2} + F_{p m 2} - F_{g t h} \quad \cdots (10) \text{ 式}$$

$$F_{t h} = F_{p m 2} + F_{p d 2} - F_{p m 1} \quad \cdots (11) \text{ 式}$$

実施の形態 2 では

$$F_{t i p} = F_{p d 1} + F_{p d 2'} - F_{g t h} \quad \cdots (16) \text{ 式}$$

$$F_{t h} = F_{p d 2'} - F_{p m 1} \quad \cdots (17) \text{ 式}$$

となるので、実施の形態 2 において形態 1 と同様の歯先接触力  $F_{t i p}$  およびスラスト接触力  $F_{t h}$  を確保するには上式を連立して、

$$F_{p d 2'} = F_{p d 2} + P_{m 2} \quad \cdots (18) \text{ 式}$$

が必要であり、(力=圧力×面積) より

$$(P_d \times S_{p d 2'}) = (P_d \times S_{p d 2}) + (P_{m 2} \times S_{p m 2}) \quad \cdots (19) \text{ 式}$$

$$S_{p d 2'} = S_{p d 2} + (P_{m 2} / P_d) \times S_{p m 2} \quad \cdots (20) \text{ 式}$$

となる。つまり実施の形態 2 では高圧雰囲気に露出する面積 ( $S_{p d 2'}$ ) を、実施の形態 1 で示した値を用いて (20) 式のように設定すれば、実施の形態 1 と同様の効果を得ることができる。すなわち構成部品点数を少なくして、低コストで生産性に優れたスクロール圧縮機を実現している。

## 請求の範囲

1. 密閉容器内に設けられ、それぞれの板状渦巻歯が相互間に圧縮室を形成するように噛み合わされた固定スクロールおよび揺動スクロールと、この揺動スクロールを軸線方向に支持するとともに、この揺動スクロールを駆動する主軸を半径方向に支持し、軸線方向に変位可能なコンプライアントフレームと、このコンプライアントフレームを半径方向に支持するガイドフレームとを備え、前記コンプライアントフレームの前記ガイドフレームに対する軸線方向の移動により、前記揺動スクロールを軸線方向に移動可能としたスクロール圧縮機において、

前記揺動スクロールは板状渦巻歯と反対側の面にスラスト面を有し、これと圧接摺動する前記コンプライアントフレームのスラスト軸受けの内側に形成されるボス部外側空間を、圧縮機の運転高低圧力差を利用して潤滑油を供給する差圧給油経路の途中に配置するとともに、前記給油経路途中に設けた絞りや圧力調整装置によって決定される前記ボス部外側空間の圧力 $P_{m1}$  (MPa) を $P_{m1} = P_s + \alpha$ で表し、スクロール圧縮機の運転圧力範囲の中で高低圧差の最も小さくなる差圧値を $\min(P_d - P_s)$ で表した場合に、上式における $\alpha$ 値を、下記の範囲に設定したことを特徴とするスクロール圧縮機、

$$0 < \alpha < \min(P_d - P_s)$$

ただし、 $P_s$  : 圧縮機の吸入圧力 (MPa)

$P_d$  : 圧縮機の吐出圧力 (MPa)。

2. 前記コンプライアントフレームと前記ガイドフレームにて形成される円筒面または平坦面に2つのシール部材を配置することにより構成される密閉されたフレーム空間に、前記圧縮室から圧縮途上の冷媒ガスを抽出して導くとともに、このフレーム空間内の圧力 $P_{m2}$  (MPa) を、圧縮機の吸入圧力 $P_s$  (MPa) の1.2倍以上2倍以下の範囲に設定したことを特徴とする請求項1記載のスクロール圧縮機。

3. 前記コンプライアントフレームと前記ガイドフレームにて形成される円筒



面または平坦面に、高圧空間より低圧空間への流体の移動を遮断する 1 つのシール部材を配設したことを特徴とする請求項 1 記載のスクロール圧縮機。

4. 密閉容器内に設けられ、それぞれの板状渦巻歯が相互間に圧縮室を形成するように噛み合わされた固定スクロールおよび揺動スクロールと、この揺動スクロールを軸線方向に支持するとともに、この揺動スクロールを駆動する主軸を半径方向に支持し、軸線方向に変位可能なコンプライアントフレームと、このコンプライアントフレームを半径方向に支持するガイドフレームを備え、前記コンプライアントフレームの前記ガイドフレームに対する軸線方向の移動により、前記揺動スクロールを軸線方向に移動可能としたスクロール圧縮機において、

前記コンプライアントフレームと前記ガイドフレームにて形成される円筒面または平坦面に 2 つのシール部材を配置することにより構成される密閉されたフレーム空間に、前記圧縮室から圧縮途上の冷媒ガスを抽出して導くとともに、このフレーム空間内の圧力  $P_{m2}$  (MPa) を、圧縮機の吸入圧力  $P_s$  (MPa) の 1.2 倍以上 2 倍以下の範囲に設定したことを特徴とするスクロール圧縮機。

5. 密閉容器内に設けられ、それぞれの板状渦巻歯が相互間に圧縮室を形成するように噛み合わされた固定スクロールおよび揺動スクロールと、この揺動スクロールを軸線方向に支持するとともに、この揺動スクロールを駆動する主軸を半径方向に支持し、軸線方向に変位可能なコンプライアントフレームと、このコンプライアントフレームを半径方向に支持するガイドフレームを備え、前記コンプライアントフレームの前記ガイドフレームに対する軸線方向の移動により、前記揺動スクロールを軸線方向に移動可能としたスクロール圧縮機において、

前記コンプライアントフレームと前記ガイドフレームにて形成される円筒面または平坦面に、高圧空間より低圧空間への流体の移動を遮断する 1 つのシール部材を配設したことを特徴とするスクロール圧縮機。

6. 前記シール部材が O リングであることを特徴とする請求項 2 から 5 のいずれかに記載のスクロール圧縮機。



7. H F C系冷媒を作動流体として用いる場合、前記シール部材はH N B R  
(アクリロニトリル・ブタジエンゴム分子の一部に水素原子を結合させたもの)  
からなるOリングを用いることを特徴とする請求項2から5のいずれかに記載の  
スクロール圧縮機。

図 1

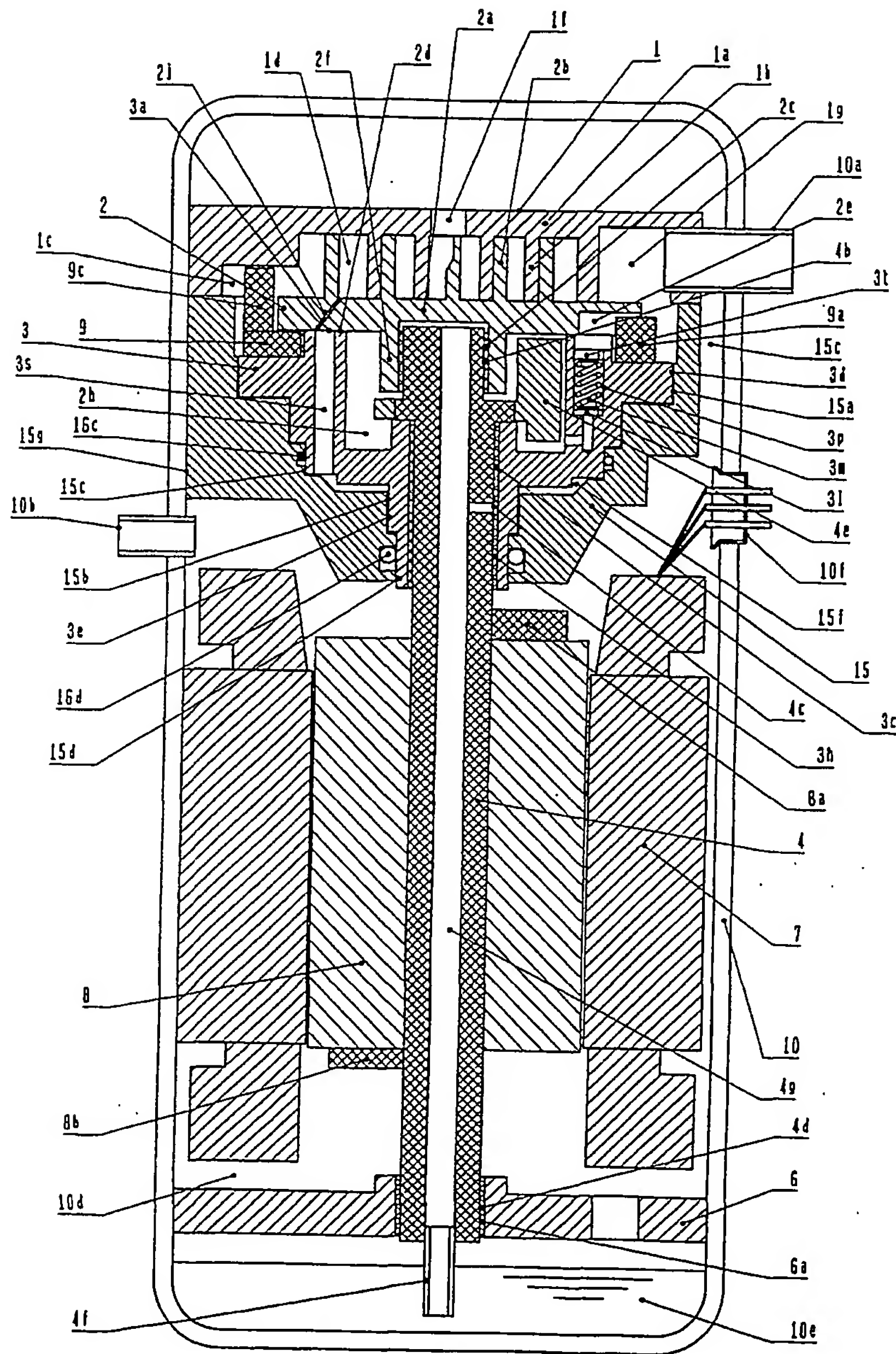


図2

圧縮機の運転温度範囲

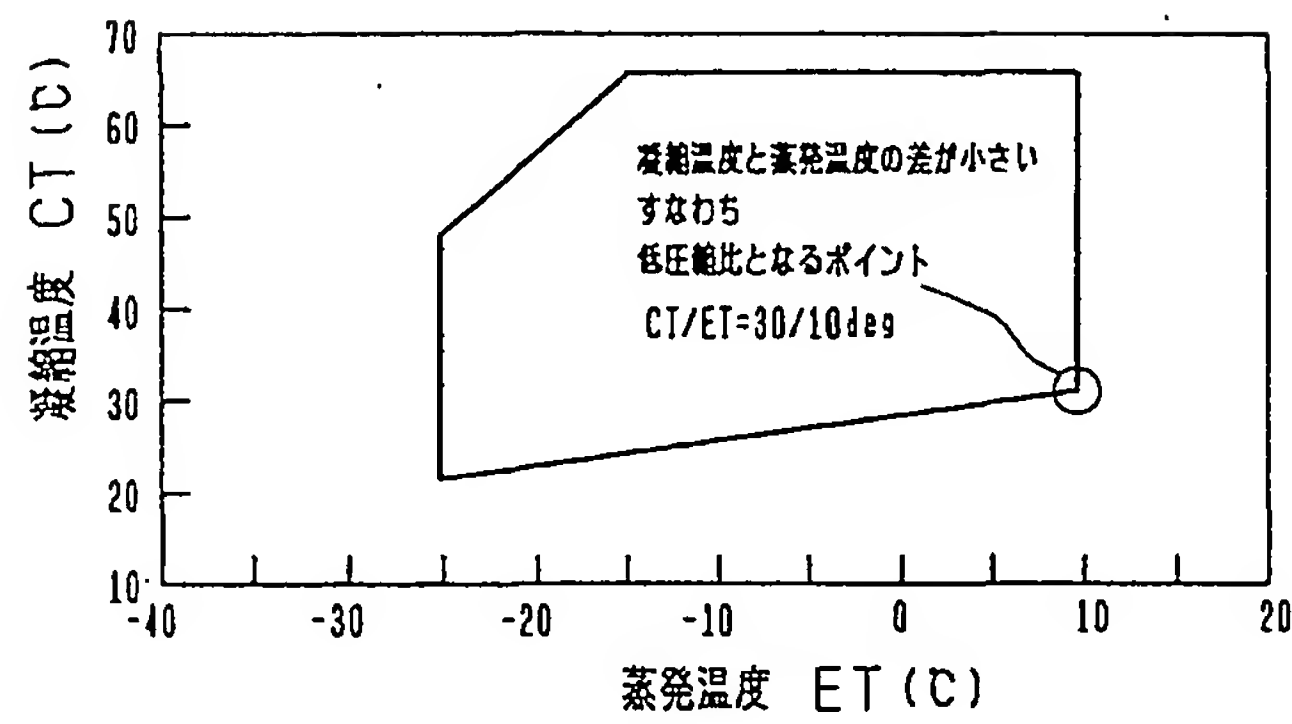


図3

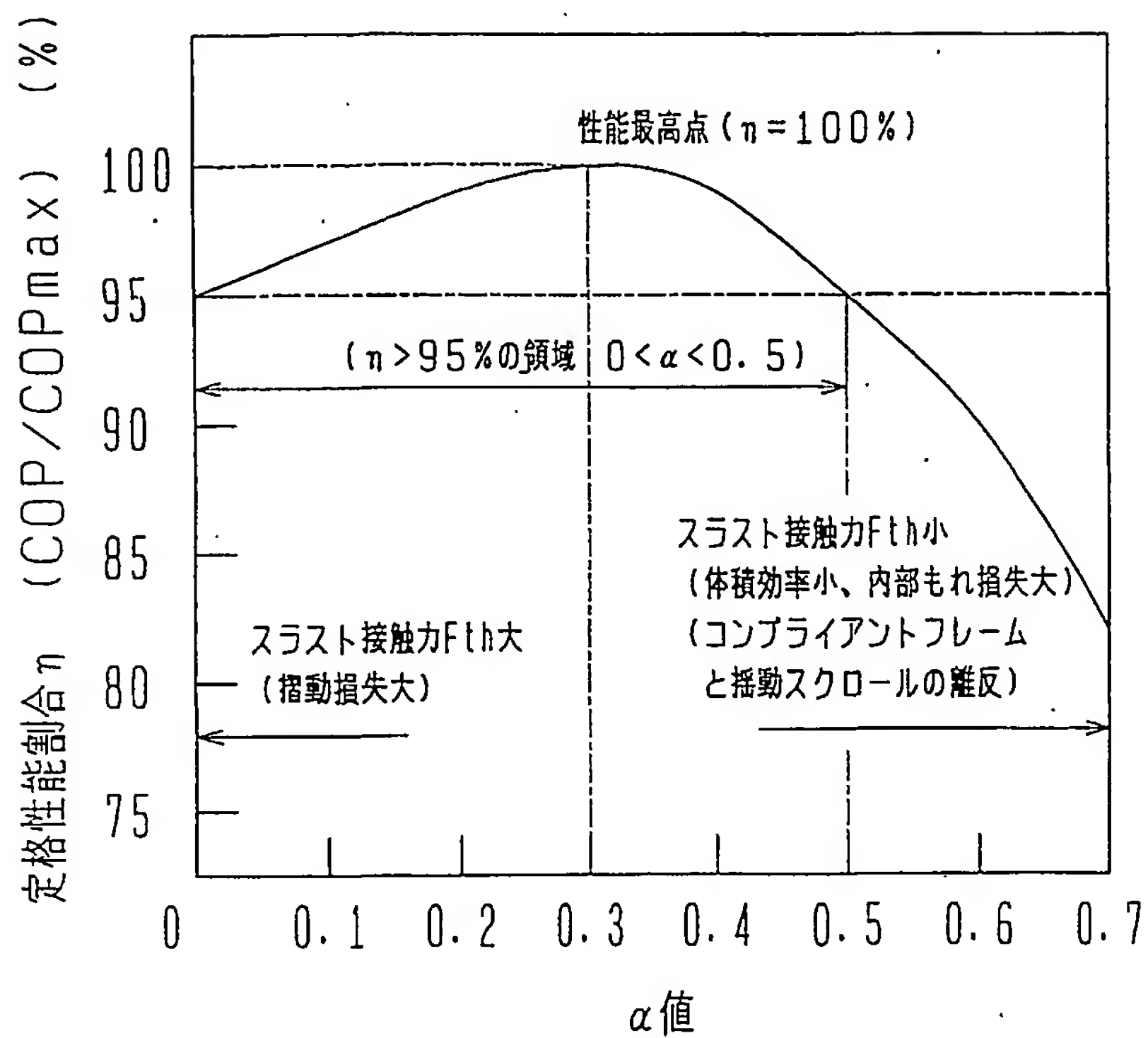
 $\alpha$  値と定格性能割合の相関 (冷媒: R407C)

図 4

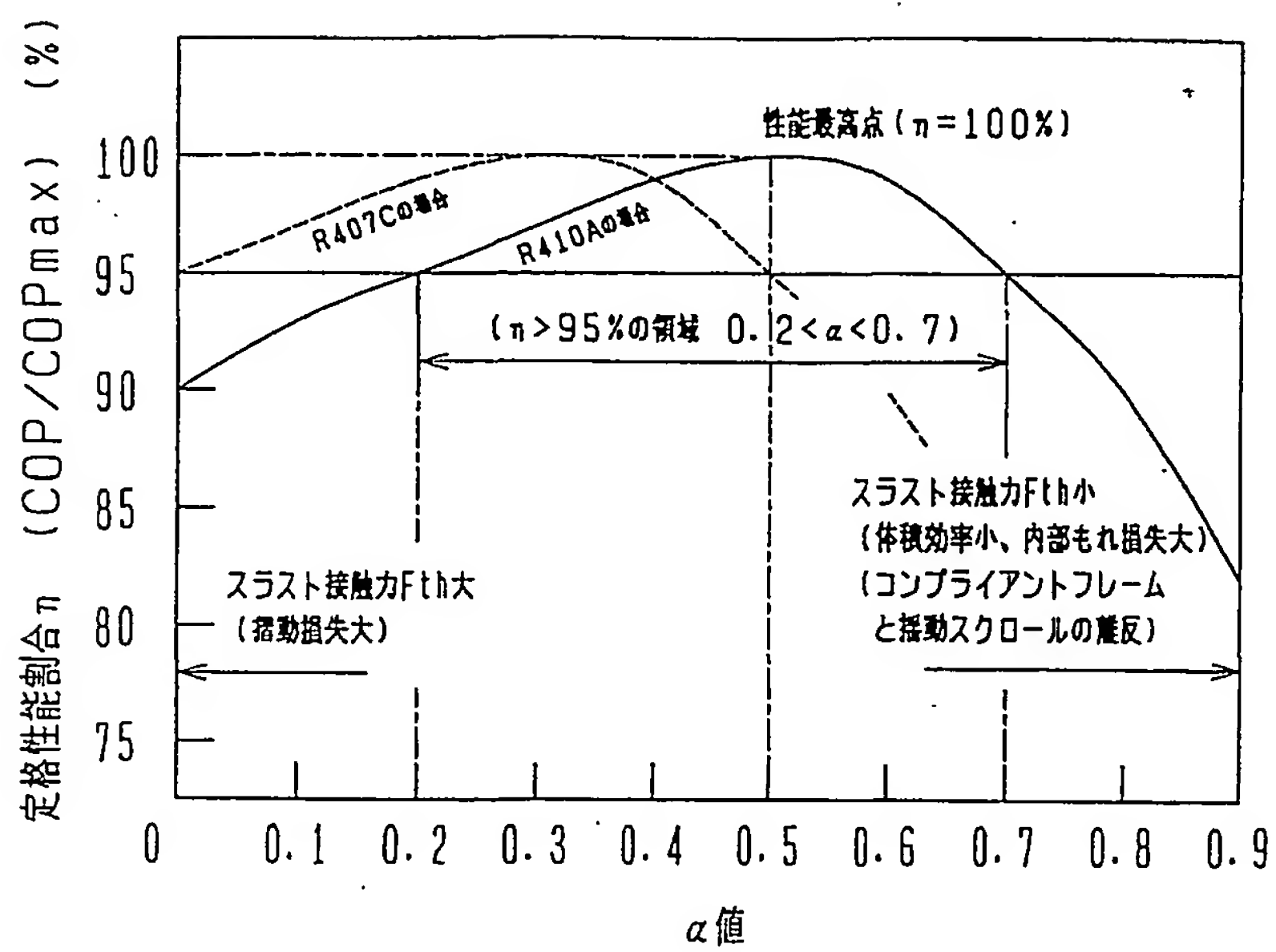
 $\alpha$  値と定格性能割合の相関 (冷媒: R410A)

図 5

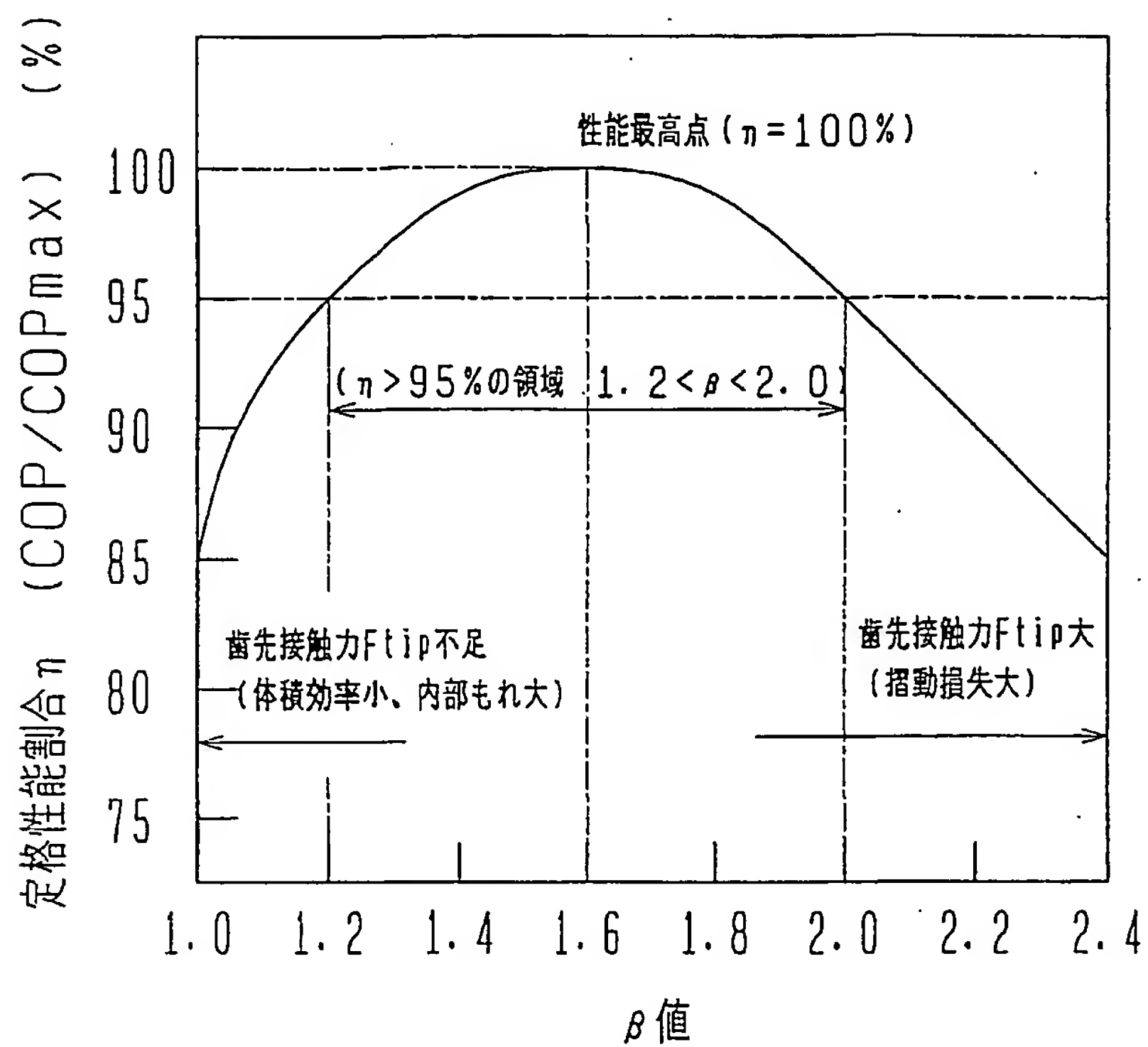
 $\beta$  値と定格性能割合の相関



図 6

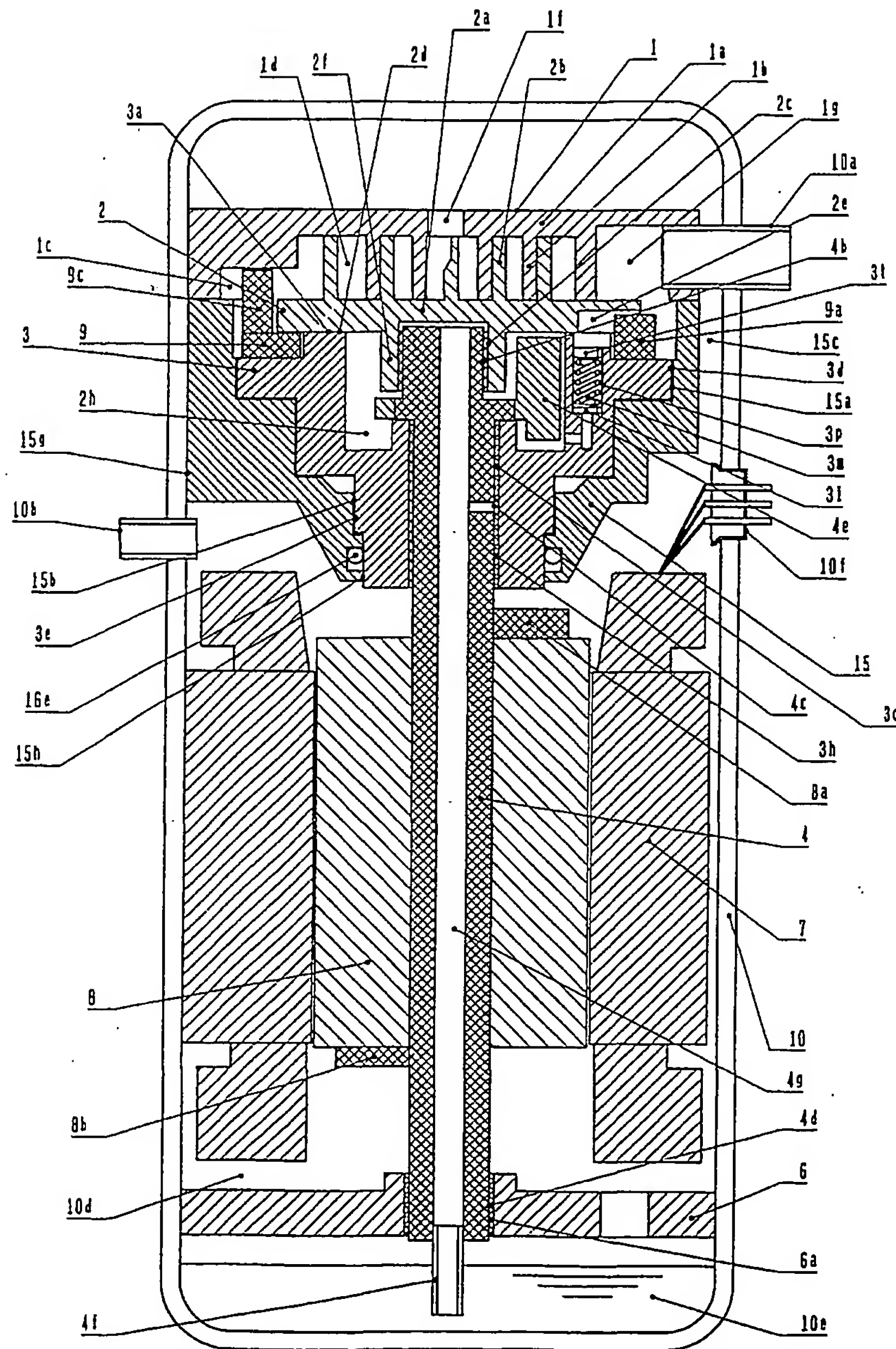


図 7

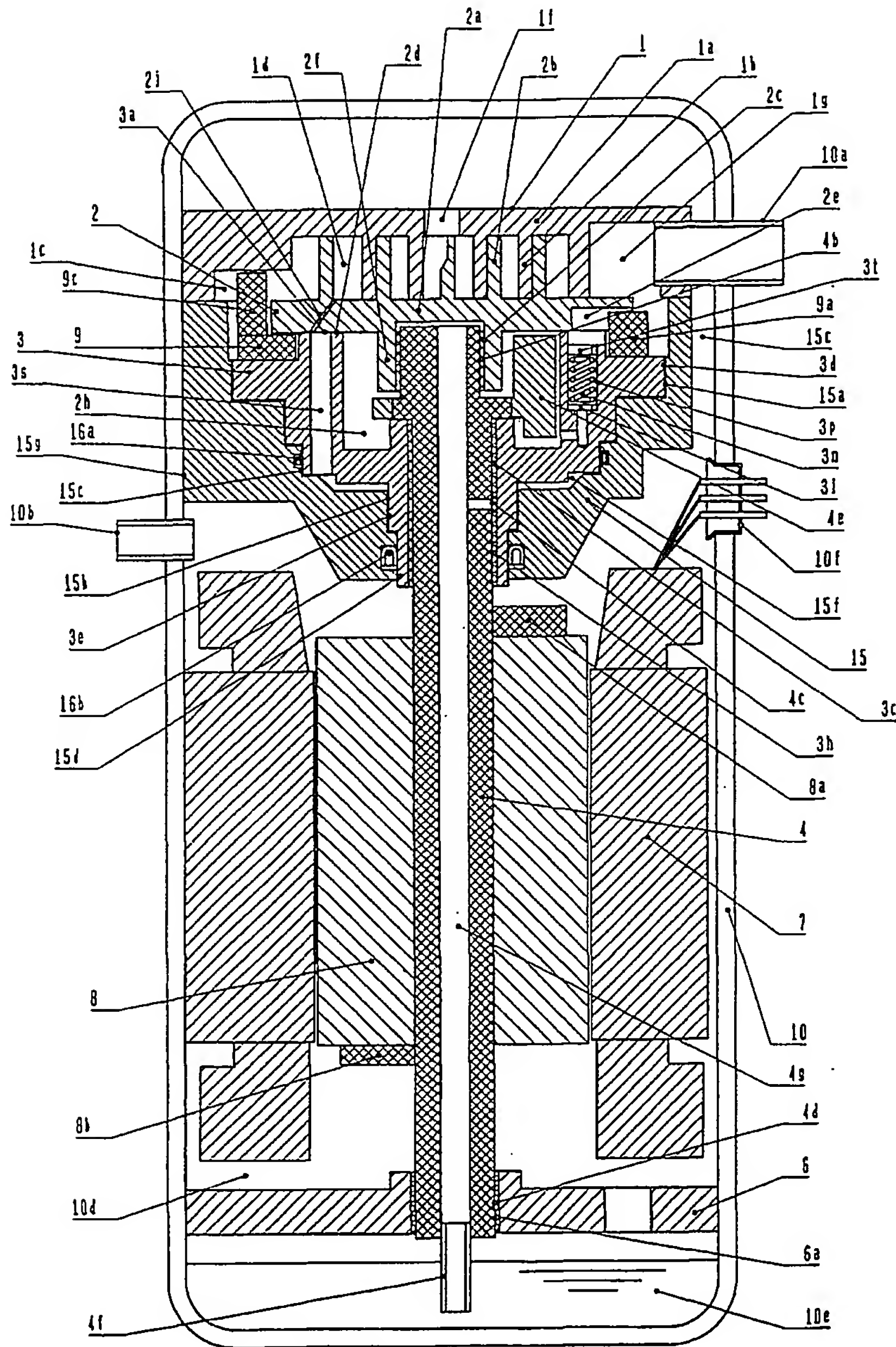


図 8

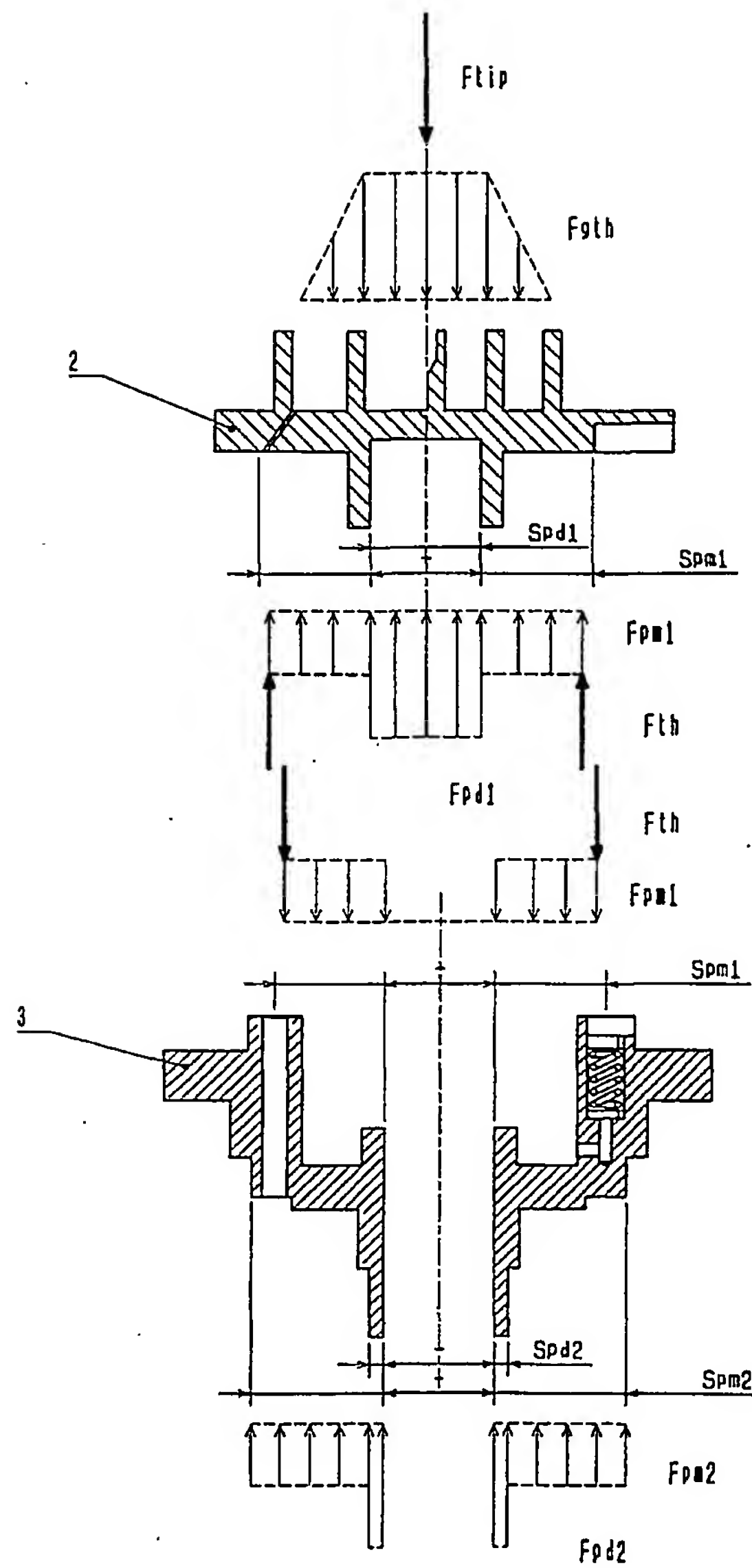


図 9

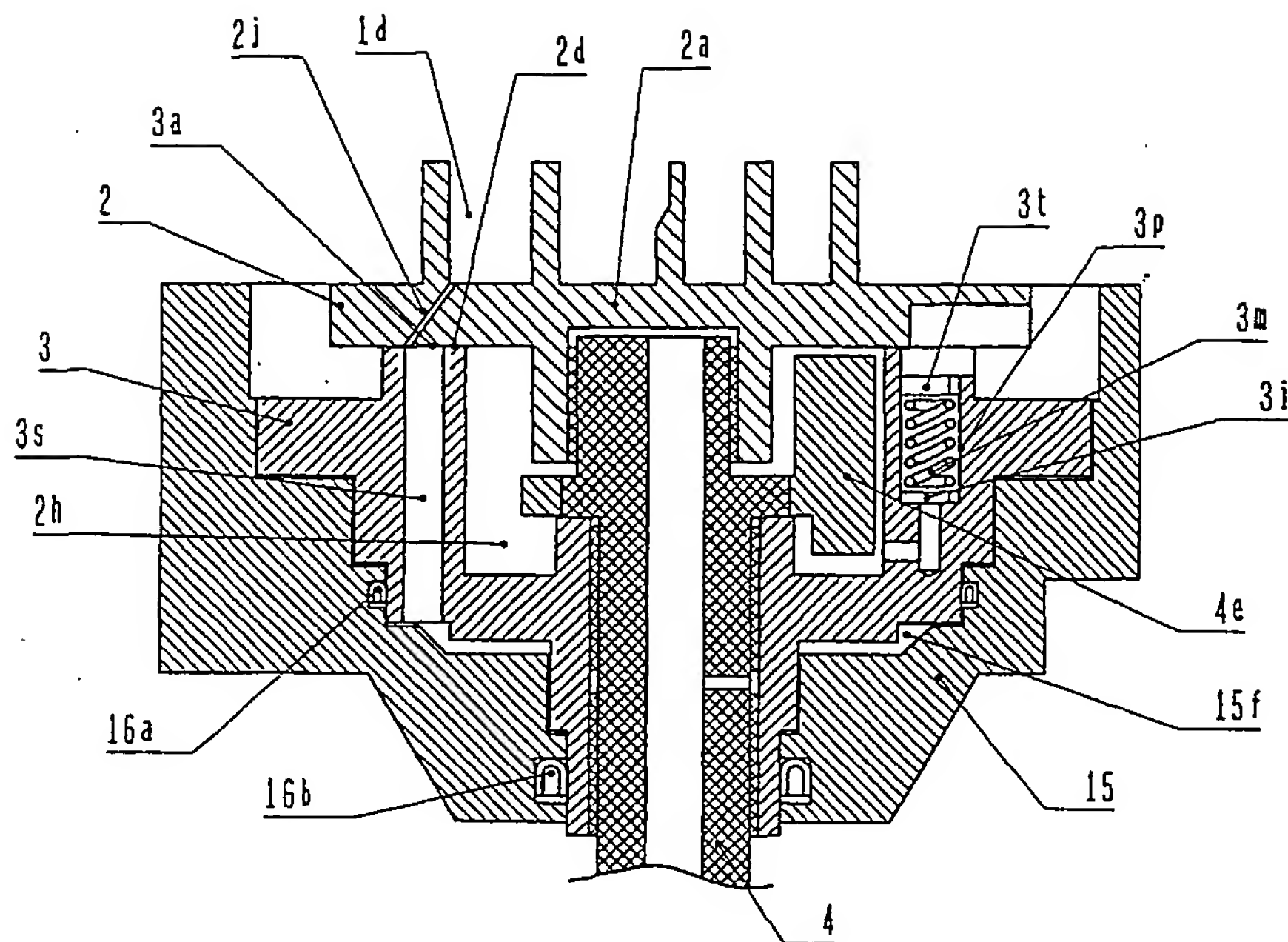


図 1 0

各冷媒における低圧縮比運転圧力  
(CT/ET=30/10℃)

冷媒	Pd (MPa)	Ps (MPa)	min (Pd-Ps) (MPa)
R22	1.19	0.68	0.51
R407C	1.27	0.71	0.56
R410A	1.88	1.08	0.80

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/00846

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl<sup>7</sup> F04C18/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F04C18/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2001
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2001	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2001

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 2000-337276, A (Mitsubishi Electric Corporation), 05 December, 2000 (05.12.00), Full text (Family: none)	1-7
X	JP, 11-107938, A (Mitsubishi Electric Corporation), 20 April, 1999 (20.04.99), Par. No. [0027]	5
A	Full text & EP, 1002953, A & US, 6135739, A	1-4, 6, 7

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:  
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance  
"E" earlier document but published on or after the international filing date  
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)  
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means  
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention  
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone  
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art  
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
25 April, 2001 (25.04.01)Date of mailing of the international search report  
15 May, 2001 (15.05.01)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.



## 国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP01/00846

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int Cl<sup>7</sup> F04C18/02

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int Cl<sup>7</sup> F04C18/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996
日本国公開実用新案公報	1971-2001
日本国登録実用新案公報	1994-2001
日本国実用新案登録公報	1996-2001

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP, 2000-337276, A (三菱電機株式会社) 5. 12月. 2000 (05. 12. 00) 全文 (ファミリーなし)	1-7
X A	JP, 11-107938, A (三菱電機株式会社) 20. 4月. 1999 (20. 04. 99) 段落番号【0027】 全文 &EP, 1002953, A &US, 6135739, A	5 1-4, 6, 7

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

25. 04. 01

国際調査報告の発送日

15.05.01

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)  
郵便番号100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

尾崎和寛



3T

8922

電話番号 03-3581-1101 内線 3394